

⑫ 特許公報(B2)

平4-27470

⑤ Int. Cl.⁵F 25 B 41/06
// F 16 K 31/04

識別記号

U
A

庁内整理番号

8919-3L
8512-3H

⑭公告 平成4年(1992)5月11日

発明の数 1 (全11頁)

⑭発明の名称 電子膨張弁

⑰特 願 昭57-187358

⑱公 開 昭59-77179

⑲出 願 昭57(1982)10月27日

⑳昭59(1984)5月2日

⑲発 明 者 芳 野 法 象 東京都板橋区常盤台1-25-8

⑲出 願 人 株式会社システム・ホームズ 東京都板橋区前野町6丁目2番3号

⑲出 願 人 三菱電機株式会社 東京都千代田区丸の内2丁目2番3号

⑲代 理 人 弁理士 谷 義 一

審 査 官 高 木 彰

⑲参考文献 特開 昭56-42776(JP, A) 特開 昭57-97043(JP, A)
特開 昭53-95316(JP, A)

1

2

⑲特許請求の範囲

1 バルス信号によつて駆動されるステツピングモータと、該ステツピングモータの回転をねじ運動に変換する手段と、該ねじ運動に変換する手段に結合されて往復直線運動の開閉動作をなし両端部が弁箱部材に摺動自在に支持される弁棒と、該弁棒の中間部に設けた弁体と、前記弁棒が往復直線運動するときに、その運動の二方向において前記弁体との間で滑らかに流路面積および流路形状がそれぞれ変化するようにした曲面を有する弁座から成る弁手段とを具備し、前記弁手段の上流側と下流側の圧力差が前記ステツピングモータの回転量に線形に比例するように、前記流路面積および流路形状を変化させたことを特徴とする熱ポンプ系統における電子膨張弁。

2 特許請求の範囲第1項記載の電子膨張弁において、前記弁棒が支持される両端のピストン部における軸断面積を、前記弁体における最大の軸断面積に等しくし、弁の上流側および下流側に対応するそれぞれの弁室内で、弁体に働く軸力がそれぞれ打ち消し合うようにしたことを特徴とする電子膨張弁。

3 特許請求の範囲第1項または第2項記載の電子膨張弁において、前記弁棒が支持される両端の

ピストン部が貫通した個所を、それぞれ密封室となし、該密封室間を連通管で接続したことを特徴とする電子膨張弁。

4 特許請求の範囲第1項ないし第3項のいずれかに記載の電子膨張弁において、前記弁体と前記曲面を有する弁座との間に全閉の状態が得られるようにしたことを特徴とする電子膨張弁。

5 特許請求の範囲第1項ないし第4項のいずれかに記載の電子膨張弁において、前記流路が全開のときに、弁体と弁座により形成される前記流路面積が少なくとも配管の面積以上とすることにより、該流路の上流側と下流側との圧力差がほぼ零になるようにしたことを特徴とする電子膨張弁。

発明の詳細な説明

15 本発明は電子膨張弁に関し、特に圧縮機を有する熱ポンプ系統に用いる膨張弁をデジタル制御されるステツピングモータで動作させて安定した応答性が得られるようにするとともに、弁体によつて得られるオリフィスの形状が常に滑らかな状態に保たれるように構成することにより膨張弁での摩擦損失を抑制し、もつて、冷凍サイクルにおける成績係数の向上を図つたものである。

近年では、2つの熱交換器と圧縮機および膨張弁とを組み合せた熱ポンプ系統で、暖房モードお

よび冷房モード双方をサイクルの切換えにより行うことができるようにしたものが開発されている。このような熱ポンプ系統では、暖房モードと冷房モードとで、それぞれのサイクルに必要とされる膨張弁での行程圧力差および蒸発温度が異なり、また同じ暖房のモードであつても変動する外気温度に対して室内温度を何度に保つかによつて膨張弁での異なる弁開度が要求される。

従来の暖房や冷房の熱ポンプ系統に用いられてきた自動膨張弁としては、機械式のものと電気式のものがある。このうち、機械式のものには定圧式と温度式とがあり、中型および大型の暖冷房装置に多く用いられてきたが、これらは蒸発器中の圧力もしくは圧縮機入口における冷媒圧と蒸発器中における冷媒圧との差圧をダイヤフラムまたはベローズ、ばね等のばね力と均等させることにより弁開度を制御している。

しかしながら、このような従来の機械式自動膨張弁にあつては、圧縮機の定格回転数および容量を前提として設定される一定の外的条件や負荷条件で最も効率が上るように計画されているので、外的条件や負荷条件が設定値から外れてくると、一般には効率が低下する。そこで、外的条件や負荷条件がいずれも異なる暖房モードと冷房モードとの双方をサイクルの切換えにより行わせる熱ポンプ系統の装置にこの種の膨張弁を用いることは適切ではなく、ために両モードで異なる膨張弁を切り換えて使用している例が多い。

さらにまた、このような熱ポンプ系統として、屋外に太陽熱集熱器を熱交換器として用い、暖房のときはこの集熱器により太陽の輻射熱を吸収して利用し、冷房のときは、この集熱器により逆に夜間に熱を天空に放射させることにより効率の高いサイクルを行わせるようにした装置が考えられる。かかる装置では、なお一層、大幅に異なる外的条件のもとでの制御が要求されるので、機械式膨張弁ではとうていその要求範囲での追従が不可能である。

殊に、機械式膨張弁の機構では、ヒステリシス等の非線形性のために正確な制御を行うことが困難であり、さらに、ダンピングを付与する機能がないため冷凍サイクルが不安定なものとなりやすい。

そこで、かかる問題点を解決するために、近年

電気式膨張弁が開発されている。すなわち、このような電気式膨張弁にあつては、例えば温度センサ等の検出器から得られた制御系の状態変数をいったんアナログ電気信号に変換し、これを電気回路で処理した後電力増幅して、ヒータまたはソレノイドに印加し、弁の位置を決め操作を行う。したがつて、このような電気式膨張弁は機械式に比して応答範囲が広く、外的条件の変化にも対応できるので、機械式膨張弁に比して設計条件をかなり改善させることができる。

しかしながら、このような従来の電気式膨張弁においては、操作部を制御する制御則がハードウェアとして電気回路に組み込まれているので、操作部の単一な動作しか得られず、さらにこのうち熱電気式のものにあつては、ヒータとパイメタルとの組合せによる操作部での時定数が大きく、応答性が悪い。殊に、弁の操作が直線運動により行われる機構となつていので、その駆動に大きい力が必要で、したがつて、ヒータに印加される直流電源も大きくなくてはならず、電気回路および操作部がともに複雑な構造となる。

そこで、このような従来の欠点を一部除去するために、操作部に電動機を用いて、駆動力の低減を図つたものがある。すなわち、Lamont B. Koontzに対する米国特許第2534455号「冷凍装置」では、計測部として2組の感熱式抵抗体とヒータとを冷媒熱通路をなす蒸発器の2ヶ所にそれぞれ配置し、これらをさらに演算部としてブリッジ回路に組み、所望過熱度からのずれに応じて発生する不釣り合い電流によつて該電動機を回転させ、これを連動する弁の直線運動に変換して、膨張弁の開閉度を制御するようにしている。

しかしながら、このような電動機を用いた電気式膨張弁にあつても、さらにいくつかの欠点があつた。すなわち、

(1) 一般の電気式膨張弁にあつてはこれを完全には閉とできず、冷凍回路を閉とするためには別に電磁弁等が必要であり、さらに膨張弁を全開としたときにも、弁の前後における圧力差をほぼ零にすることができない。

(2) 一般には一方向性であるので、冷房と暖房の2モードを行うためには、このような膨張弁を2個使用するか、四方弁によつて膨張弁を通過する冷熱媒の流れの方向を一方向としなければ

ならない。

- (3) オリフィスが一般に角がある形状のため、ここでの摩擦損失が大きく、熱ポンプ装置の成績係数を低下させる。したがって、オリフィスの流量係数が小さく、弁の直線運動に対する圧力差の変化の度合いが大きく、制御が不安定となりやすい。

- (4) 一般に弁の直線運動に対する差圧の変化の特性が非線形のために、良好な制御特性が得られにくい。

- (5) 弁に冷媒の差圧に基づく軸方向の力が加わるので、十分な弁の駆動トルクを得るために、一般に電動機に減速のギア機構が必要であり、機構が複雑となり、制御性、応答性に問題がでる。

- (6) ハードウェアによつて演算部が組まれているため、制御則の運用に柔軟性が乏しく、同演算部を操作することによつて制御性、成績係数の向上を追求することに限界がある。

本発明の目的は、上述のような従来の電動機を用いた電気式膨張弁の欠点を除去した、新しい型の電子膨張弁を提供することにある。

すなわち、本発明電子膨張弁は

- (1) 1つの膨張弁によつて流路の全閉から全開（弁における圧力損失がほぼ零）に至るきわめて広範囲の動作が可能である。
- (2) 流路とオリフィスが冷熱媒の流れ方向を規制しない形状となし、1つの膨張弁で四方向弁なしに、冷房と暖房の両モードに使用できる。
- (3) オリフィスの形状が滑らかで摩擦抵抗が小さく、外界との断熱特性もよく、熱ポンプ装置の成績係数向上に寄与する。オリフィスの流量係数が大きいために弁の直線動作に対する圧力変化の感度が小さく、制御の安定化が図りやすい。
- (4) 弁体の形状を工夫することにより、弁棒の直線運動に対する差圧の特性が線形化でき、制御則が簡単になる。
- (5) ピントルの形状と連通管により、弁棒に加わる力をバランスさせることができ、弁棒には殆ど外力が加わらないため、弁の駆動をギア機構なしにステッピングモータと直結して行うことができ、このため機構が小型、単純、低価格となり、応答性、制御性にも、優れている。

- (6) ソフトウェアにより演算部を構成することができるので、ダンピング信号を付加できる他、制御の柔軟性が増す。

ことを特徴とするものである。

以下に、本発明のよつてきたる原理について述べる。

- 膨張弁は、気体および液体の二相間変化を行う冷熱媒の与えられた流量を通過させる際にその高圧側と低圧側との間で所望の圧力差が得られるようにするために用いられるものであり、等エンタルピー変化、断熱変化および不可逆変化の条件のもとに動作する。しかして、ここで等エンタルピー変化の条件とは膨張弁における内部エネルギーの減少が押し込みエネルギーの増加に変化することを表しており、エンタルピーは殆ど変化しない。

- しかしながら、膨張弁はさらに断熱変化および不可逆変化の条件のもとに動作するものであり、この閉じた系ではうずの発生や摩擦等によつて必ずエントロピーの増大をもたらす。すなわち、「閉じた系の状態変化において、自由膨張、うずの発生、摩擦、あるいは有限な温度差における伝熱などの熱平衡からのずれがあるときは不可逆変化となる。例えば、外界との熱の授受がない断熱系における不可逆変化は等エントロピー変化ではなく不可逆断熱変化で、体系のエントロピーは圧縮あるいは膨張過程において増大する」（以上、1972年養賢堂発行：森、一色、河田氏著：熱力学概論）ことが知られている。

- そこで、膨張弁におけるこの不可逆断熱変化によつて圧縮機にエントロピーの増大に対応した分だけ仕事の負担を増やすことになる。すなわち、いま、冷凍サイクルを仮に可逆変化とみなして、その最小仕事 L_m をGibbsの自由エネルギーの変化として示すと、

$$-L_m = G_2 - G_1 \quad (1)$$

- ここで、 G_1 および G_2 は膨張弁の入口および圧縮機の出口において系の有するそれぞれの自由エネルギーであり、負号を付したのは、冷凍サイクルの場合はエンジンの場合に比してその熱流の方向およびサイクルの方向が反対となることによる。

- 次いで、蒸発温度は外気温度に等しいと仮定し、これを T_0 （絶対温度）、内部エネルギーを H 、エントロピーを S とすると、自由エネルギー G は次式で示される。

$$G = H - T_0 S \quad (2)$$

いま、自由エネルギー G が G_1 および G_2 であるときの内部エネルギー H を H_1 および H_2 、さらにエントロピを S_1 および S_2 として、これらの値を用いた (2) 式と (1) 式から、

$$L_0 = (H_1 - H_2) - T_0 (S_1 - S_2) \quad (3)$$

式が得られる。

しかるに、膨張弁では不可逆変化の条件の下に仕事が行なわれるものであり、このためのエントロピの増大分を ΔS として、膨張弁の下流でのエントロピを S'_1 とすると、

$$S'_1 = S_1 + \Delta S \quad (4)$$

このときの仕事を L とし、(3) 式の S_1 の代わりに S'_1 を代入して、

$$L = (H_1 - H_2) - T_0 (S_1 + \Delta S - S_2) \quad (5)$$

すなわち、膨張弁での不可逆変化のための仕事の増大分を ΔL とすると、(3) 式と (5) 式から、

$$\Delta L = L - L_0 = -T_0 \Delta S \quad (6)$$

ここで負号は系に対する仕事の増加を意味するもので、膨張弁での不可逆変化のために、 $T_0 \cdot \Delta S$ 分だけ圧縮機の仕事としての負担増が生ずることを示す。

以上説明してきたところから明らかなように、膨張弁は不可逆変化の条件の下にその動作が行われるものであり、そこにはエントロピの増大があり、その増大分に対応する分の仕事だけ冷凍機に余計な負担がかかる。

なお、以上の説明では膨張弁での不可逆変化を断熱変化として取り扱ってきたが、実際の不可逆変化では必ず系の外部との熱交換を伴い、断熱変化の理想条件からはずれてくる。すなわち、層流よりは乱流の方が一般に流体と管体の熱交換量が多く、またオリフィスにおける流れでは、流量係数が小さい方が流体とオリフィス外壁との熱交換量が多い。この熱交換量に応じて、熱冷媒のエントルピおよびエントロピも増大し、この増分は一般に熱ポンプ装置に対する余計な仕事となる。本発明はこのような考察に基づきなされたもので、膨張弁においてその弁体の周囲に形成されるオリフィスの形状を流線で形成することにより不可逆変化の条件をできるだけ可逆変化の条件に近づけてその流量係数を極力大きい値とすることにより、エントロピの増大を抑制し、冷凍サイクルとしての成績係数の向上を図った。

以下に、図面に基づき本発明を詳細に説明する。

第 1 図は本発明電子膨張弁の一実施例を示し、デジタル制御器によつて制御するので、暖房および冷房の双方の冷凍サイクルを行わせる装置には最も好適なものである。ここで、1 A、1 B および 1 C は互いに螺合させて弁箱 1 を構成する弁箱部材である。2 は、弁棒 (ピントル) 3 の中間に設けた弁体であり、弁箱部材 1 A には弁体 2 との間に滑らかな流線形の流路としてのオリフィス 4 を形成するために、紡錘型とした弁体 2 の最大径路が弁の閉成時に接するようにした弁座 5 を設けるとともに、この弁座 5 に続く直後の曲面 5 A を弁座 5 から緩かに開放させた朝顔型形状に形成する。

しかして、ピントル 3 の軸方向の運動によつて、オリフィス 4 の面積を変化させることができるが、オリフィス 4 は滑らかな面で形成されており、いま、本図において、ピントル 3 が右から左の方に動き、弁体 2 が破線の位置から実線の位置、さらに、一点鎖線の位置へと移動して開弁されてゆくとなると、弁座 5 の位置では流路の面積はピントル 3 の行程に対し、相乗的に増加する。しかしながら、オリフィス 4 の中心位置すなわち弁箱 1 側の弁座曲面 5 A と弁体 2 の紡錘面との間の最短距離の位置は、ピントル 3 が左方に移動するとともに左右に移行するので、曲面 5 A と弁体 2 の紡錘面とを互いに選定して設定することにより、ピントル 3 の移動量に対するオリフィス 4 の面積の変化を弁の前後の圧力差とオリフィスの面積との非線形な特性を補償するような関係とすることができ、弁の前後の圧力差の変化をピントル 3 の移動量に対してほぼ直線的な変化とすることができる。さらにまた、オリフィス 4 の形状を弁開度の如何にかかわらず滑らかな状態に保つことができるので、渦や摩擦の発生が抑制され、冷熱媒の流量係数を常に大きく保つことができる。

いま、ここで、弁前後の圧力差の変化をピントル 3 の移動量に対してほぼ直線的に変化させることができるとしたとこについて、以下に理論的な説明をする。すなわち、

オリフィスを流れる流体については、ベルヌーイの定理を変形して、一般に次の式が成り立つ。

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (7)$$

ただし、

Q；体積流量、 C_d ；流量係数、A；オリフィス断面面積、 ρ ；流体密度、 ΔP ；オリフィス差圧
(7)式を変形すると、

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \left[\frac{Q}{C_d} \right]^2 \cdot \left[\frac{1}{A} \right]^2 \quad (8)$$

式(8)において、体積流量Q、流量係数 C_d 、および流体密度 ρ をほぼ一定と見なすと、

$$\Delta P \propto \left[\frac{1}{A} \right]^2 \quad (9)$$

そこで次に、第3図に示すような2つの同一の高次曲面がその回転中心軸をある距離だけ平行にずらして、お互いに凸の面を向け合つて対向しているものとする。お互いの相対位置が中心軸の方向に移動するとき、オリフィスのクリアランスdは、曲面の相対距離（弁の行程）xの関数として、第1図で、 d_1 、 d_2 、 d_3 のように変わる。一方、第4図から明らかなように、2つの曲面の対称性のためにdの中心点の軌跡M-Mは左方の曲面の中心軸L-Lから半径 $=D/2$ =一定だけ離れている。

ゆえに、

$$\pi D = \text{一定} \quad (10)$$

さらに、オリフィスの面積Aは次の式により定義できる。

$$A = \pi D d \quad (11)$$

したがって、

$$\left[\frac{1}{A} \right]^2 = \left[\frac{1}{\pi D d} \right]^2 = \left[\frac{1}{\pi D} \right]^2 \frac{1}{d^2} \quad (12)$$

すなわち、

$$\left[\frac{1}{A} \right]^2 \propto \frac{1}{d^2} \quad (13)$$

式(9)と式(13)から、

$$\Delta P \propto \frac{1}{d^2} \quad (14)$$

すなわち、オリフィスにおける差圧と弁行程との線形化を図るには、

$$\Delta P \propto \frac{1}{d^2} \propto x \quad (15)$$

xと $1/d^2$ との関係を線形化すればよく、弁行程xに対して $(1/d)^2$ が比例するようなdが得

られるように弁体2の形状と弁座曲面5Aの形状を選定することによって達成できることがわかる。

つまり、弁体2の前後の圧力差をピントル3の行程すなわちステッピングモータの回転量に線形に比例させることができる。なお、弁の開成度が全開の状態での圧力差は、弁体2と弁座5により形成されるオリフィス4の面積を少なくとも配管の断面面積以上とすることにより、零とすることができる。

再び、第1図を参照して説明を続けると、ピントル3の弁箱部材1Bおよび1Cを貫通して摺動自在に支持されるピントル両端のピストン部3Aの径を弁体2の最大径と等しくし、ピストン部3Aとピントル3との接続部には滑らかなテーパ面を形成しておく。このような構成によつて、弁体2の上流側および下流側に対応するそれぞれの弁室内で、弁体2に働く軸力がそれぞれ打ち消し合うため、ピントル3には軸力が加わらないことになる。しかして、ピストン部3Aを支持する弁箱部材1Cにはシール室1Dを設け、このシール室1Dと弁箱部材1Bの空所6との間には、内部気体を連通させる連通管7を設けて、ピントル3の弁開閉動作時にシール室1Dと空所6との間に圧力変動が起らないようにする。8Aおよび8Bは冷熱媒通路9への冷熱媒の出入口であり、このように構成した冷熱媒通路9では、出入口8Aおよび8Bのいずれの側が入口および出口であつても、弁体2を介してピントル3の軸方向にかかる高圧側および低圧側の圧力が常につり合っており、ピントル3に軸方向の力が加わることがない。したがって、弁の開閉制御および冷熱媒の流れ方向の如何にかかわらず、開弁および閉弁動作を後述する駆動装置が供給する極めて小さな駆動トルクによつて、ピントル3を軸方向に移動して行うことができる。

また、方向性の性能が兼備されるので、冷房モードおよび暖房モードの双方のサイクルに効果的に併用することができる。

ついで、駆動装置について説明する。

10は空所6側に貫通させたピントル3の端部に設けた弁駆動金具であり、弁駆動金具10にはナット部材11を固着する。さらに弁駆動金具10は、その外周に軸方向の差12を有し（第2図

参照)、この摺動溝 12 に弁箱部材 1B 側の突出させた軌条 13 を嵌め合わせる事により、駆動金具 10 を軌条 13 に沿って摺動自在とする。さらにまた、ナット部材 11 はステッピングモータ 14 の回転軸 15 に螺刻したねじ部 16 に螺合しており、ステッピングモータ 14 による回転軸 15 の回転は、このナット部 11 とねじ部 16 との螺合により駆動金具 10 を軸方向に移動させるねじ運動に変換され、弁体 2 を同方向に移動させ弁開度を変化させる。

17 はリミットスイッチ、18 はストツバであり、駆動金具 10 が第 1 図での左方に移動し、弁体 2 が一点鎖線の位置にまで来たとなると、このリミットスイッチ 17 に金具 10 が当接することによつて、リード線 19 を介してデジタル制御器 30 に信号が送られ、ステッピングモータ 14 をその位置に停止させる。また、駆動金具 10 が右方に移動してストツバ 18 に当接した状態では、弁体 2 は破線で示す全閉の位置にあり、図には示さないが、モータ 14 が停止させられるようになっている。20 は冷熱媒通路 9 側と空所 6 側との間を封止する密封装置であり、ピントル 3 の往復動のためにグランドパッキン等を用いるのが好適である。21 は密封装置であり、例えば O リング等とするのが好適で、これら二重の密封装置 20 および 21 により通路 9 側の冷熱媒を封止する。

次に第 3 図にブロック図を示した、本電子膨張弁を駆動する、デジタル制御器 30 の構成の一実施例について述べる。同図からわかるように、点線内のデジタル制御器 30 は、点線外の関連機器と図示のように接続する。冷凍サイクルを構成する機器に付設した少なくとも 2 つ以上の温度センサ 31 および/または圧力トランスジューサ 32 はデジタル制御器 30 への入力信号を与える。また電子膨張弁に付設したステッピングモータ 14 へのデジタル入力、デジタル制御器 30 からの出力信号である。温度センサ 31 および/または圧力トランスジューサ 32 の出力はマルチプレクサ 33 によつてサンプリングされ、サンプルホールド 34 に与えられる。サンプルホールド 34 の出力は、A/D 変換器 35 に与えられ、A/D 変換器 35 のデジタル出力は入出力ポート 36 A を経て、CPU 37 にとり込まれる。

CPU 37 は、ROM 38 に記憶されているプログラムに従つて、電子膨張弁の開閉度を制御するための所定の演算を行う。このとき、RAM 39 に一時記憶されているデータを使用する。CPU 37 における演算結果のデジタル信号は、入出力ポート 36 B を通じて、ドライバ 41 に与えられて電流増幅され、ドライバ 41 の出力は、ステッピングモータ 14 を駆動する。なお、ステッピングモータ 14 の回転角度は、CPU 37 内のカウンタ 40 にデジタル情報として記憶しておく。

ステッピングモータ 14 には、デジタル制御器 34 からリード線 22 を介してそのステータに制御信号に応じたパルス列が印加されるが、ここでリード線 22 のうち 1 本または 2 本にそのパルス列信号を与え続けることによつて、ステッピングモータ 14 のロータを外乱トルクに抗してその位置に留まらせることができる。また、冷凍サイクルが停止した状態では、弁体 2 が破線で示す全閉の位置、すなわち弁駆動金具 10 がストツバ 18 に当接する位置に来るように、デジタル制御器 30 によつて制御されており、したがつて、ステッピングモータ 14 もまたこの回転角度に保たれる。

次にこのように構成した電子膨張弁における動作を第 7 図のフローチャートを用いて説明する。手順 S1 で冷凍サイクルが開始されると、手順 S2 で、膨張弁は、そのオリフィス 4 があらかじめ決められた所定の開度になるまで開弁動作を行う。オリフィス 4 が所定の開度になると、手順 S3 に進み、冷凍サイクルを停止させるかどうか判断する。肯定判断されれば手順 S4 に進んで、膨張弁はそのオリフィス 4 が全閉になるまで閉弁動作を行い、手順 S5 で冷凍サイクルを停止する。一方、手順 S3 で否定判断されれば、手順 S6 に進み、温度センサおよび/または圧力トランスジューサにより、冷凍サイクル各部の温度と圧力を測定する。次に手順 S7 に進み、CPU 37 により過熱度の理想値からのずれ Δx とその時間レート Δx を計算し、また手順 S8 では重みづけ係数 a 、 b を用いて $x = a\Delta x + b\Delta x$ を計算する。手順 S9 では ROM 中の表より、 $\Delta y = f(x)$ の関係を用いて弁の開閉度補正パルス数 Δy を求め、これを CPU 37 のレジスタの内容に加算する。続いて手順 S10 ではカウンタ 40 の値がレジスタ

の値に一致するまでステッピングモータにパルス列を印加し続ける。最後に手順S 11に進み、所定のサイクルタイムが経過したかどうかを判断し、否定判断されれば手順S 11を繰り返し、肯定判断されれば手順S 3に戻る。

第5図は電子膨張弁の開閉度と、この弁における出入口8 Aおよび8 Bでの圧力差との関係を示し、理想的にはこのような関数（実線K）で示される。すなわち、ここで横軸は弁1の開閉の度合のを示し、右端が全閉の位置、基点が全開の位置である。また、縦軸は圧力差を示し、このように弁1が全開の状態では圧力差が零、全閉の状態では圧力差が最大値となる。

いま、冷凍サイクルの停止状態では、弁体2は前述したように全閉の状態にあり、冷凍サイクルが始動されると、デジタル制御器30では、外的条件に応じて最適の圧力降下を得られるような弁開度となるようにステッピングモータ14を駆動する。すなわち、デジタル制御器30の有するカウンタ40により、ステッピングモータ14に与えた駆動用のパルス数をカウントさせており、そのカウント数となつたところでステッピングモータ14を停止させて、その回転角度を保持させる。しかして、弁体2はこのような状態での開閉度を保つことにより、その通路9の出入口8 Aおよび8 Bの間にこの外的条件に対応した圧力差を維持する。また、開閉度が全閉の状態での最大圧力差は、図示しない圧縮機の回転数とその運動状態における温度条件等によつて得られる最高値として定められるものであり、弁体2による圧力降下量すなわち圧力差の量を、弁体2の全閉と全開の間では、第3図に実線K1で示すように単純に弁開閉度にほぼ比例させることができる。

なお、開閉度が全開の状態での圧力差はほぼ零であり、これにより、例えば太陽熱集熱器が非常に高温に熱せられたような状態でも、サイクルを駆動して圧縮機を駆動する動力を最小にすることができる。

さらに、第5図において破線K2で示す曲線は電磁膨張弁における弁開閉度と弁の上流、下流間の圧力差との関係を示す特性曲線であり、このように電磁膨張弁の場合は全開状態でも圧力差が零とはならず、圧力差がほぼ零であることを所望するときには、それだけサイクルの効率を低下させ

る。

第6図AおよびBは、暖房モードにおける冷凍サイクルのT-S線図を示し、同図Aは従来の膨張弁による場合、同図Bは本発明による場合である。一般に、膨張弁においては摩擦作用を伴うから、減圧の結果として必ず液状冷熱媒のエントロピーが増大してしまう。したがって、第6図Aにおいては、A点からB点のようにT-S線図が構成される。かかるサイクルの成績係数COPは図示のように格子線部および斜線部の面積に対する格子線部の面積の比で表現できる。

他方、本発明の膨張弁は滑らかなオリフィス4を持つので低摩擦を特徴とし、第6図Bに示すようなT-S線図が構成され、そのA-C部分におけるエントロピーの増大、すなわち減圧によるエントロピーの増大の度合いが第6図Aに比して小さい。

また、本発明の膨張弁は冷熱媒と弁および弁体の間が低摩擦であり、したがって外界との熱交換の度合いが少ない。したがって、熱交換に伴う、エンタルピーおよびエントロピーの増大量も、従来のオリフィス4に比べて少ない。

これらの効果によつて成績係数COPも第6図Aの場合に比べて大きくなり、より効率の高いヒートポンプを構成することができる。冷房モードについても同様なことがいえる。

以上説明してきたように本発明によれば、オリフィスの形状が従来例に比べて滑らかであるので、流量係数が大きく、弁の開閉度に対して感度の高い流量の制御が可能であり、ステッピングモータによる微細な角運動に対応した精度の高い制御が得られるのみならず、従来の電子膨張弁に比して応答時間が短くてすみ、温度変化等のレート信号もデジタル制御器により計算され、ダンピング信号としてステッピングモータに印加することができるので安定性が増加する。

さらにまた、センサ部と操作部との間に機械的な機構が介在しないので、不感帯やヒステリシス等制御系にとつて好ましくない非線形的な動作要素が少なく、しかも弁の開閉動作がモータの回転軸によるねじ運動により行われるので、小さな動力ですみ装置を小型化することができる。また、本発明によれば、電磁式膨張弁のようにオペレーションナブルアンプに制御則を組み込むのではな

15

く、制御則が全てソフトウェアを介して制御器に記憶されるので、冷凍サイクルを常に最適な条件のもとで行わせるようにすることができ、制御則の変更も容易である。

また、本発明では、デジタル制御器によりステッピングモータを駆動して膨張弁を外的条件に即応した状態で開閉するようにしたので、大幅な外的条件の変化にも自由に対応でき、広範囲でかつ精度の高い制御動作が得られる。さらにまた、従来例の膨張弁ピントルによる開弁動作の際に生ずる、膨張弁の上流と下流との圧力差に基づくピントルの軸方向の力が、本発明では殆ど作用しないように構成してあるので、常にステッピングモータの一定した小さな駆動トルクで弁の開閉動作を行わせることができ、しかも膨張弁自体に二方向性を持たせることができる。

図面の簡単な説明

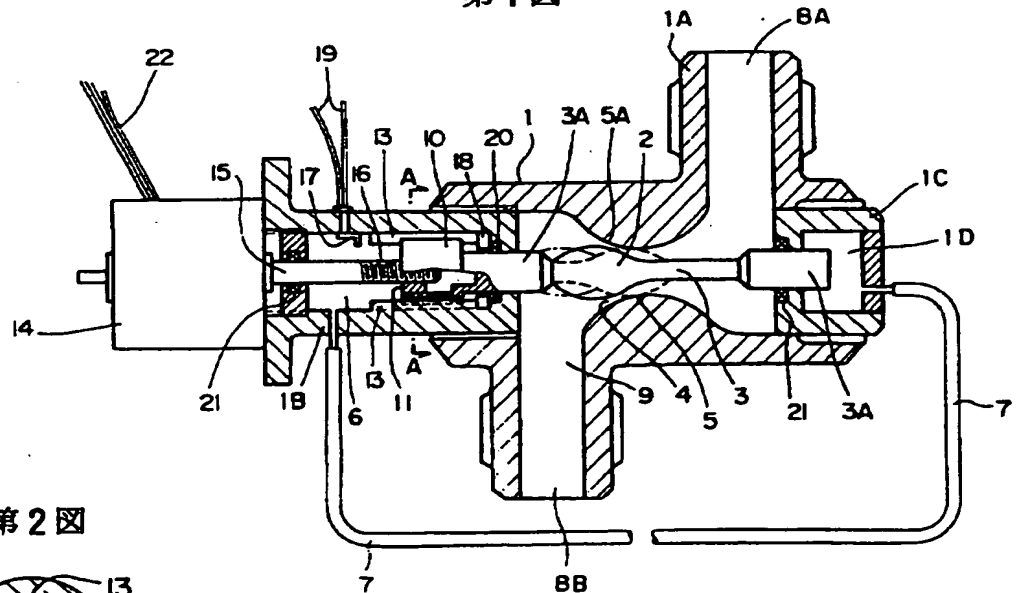
第1図は本発明電子膨張弁の構成の一例を示す断面図、第2図はそのA-A線断面図、第3図はデジタル制御器のブロック図、第4図はオリフイス差圧と弁行程の線形化を図るために本発明に適用した弁体および弁座曲面の理論解析のための説明図、第5図は膨張弁の開閉度と弁によつて得

16

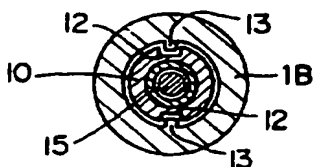
られる差圧との関係を本発明電子膨張弁の場合と電磁膨張弁の場合とで比較して示す線図、第6図AおよびBは従来の電磁膨張弁および本発明電子膨張弁による暖房モードの冷凍サイクルにおけるそれぞれT-S線図、第7図は本発明電子膨張弁の制御を行う処理過程の一例を示すフローチャートである。

1…弁箱、1A、1B、1C…弁箱部材、1D…シール室、2…弁体、3…ピントル、3A…ピントル部、4…オリフイス、5…弁座、5A…弁座曲面、6…空所、7…連通管、8A、8B…出入口、9…冷熱媒通路、10…弁駆動金具、11…ナット部材、12…溝、13…軌条、14…ステッピングモータ、15…回転軸、16…ネジ部、17…リミットスイッチ、18…ストツバ、19…リード線、20、21…密封装置、22…リード線、30…デジタル制御器、31A、31B…温度センサ、32A、32B…圧力トランスジューサ、33…マルチプレクサ、34…サンプルホールド、35…A/D変換器、36A、36B…入出力ポート、37…CPU、38…ROM、39…RAM、40…カウンタ、41…ドライバ。

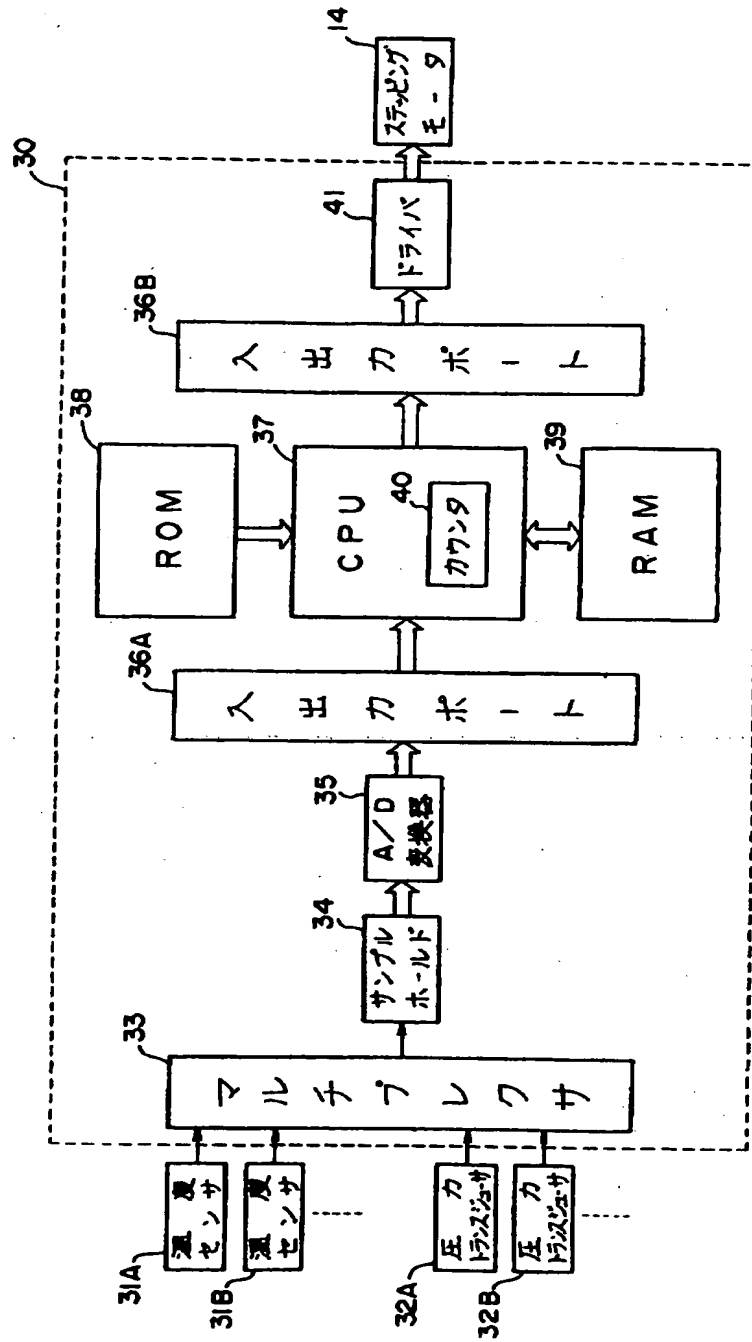
第1図



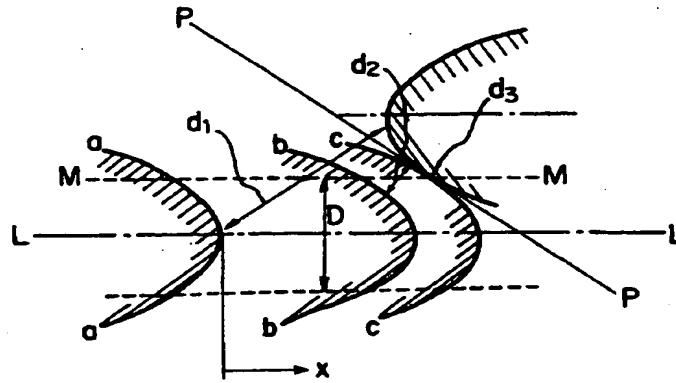
第2図



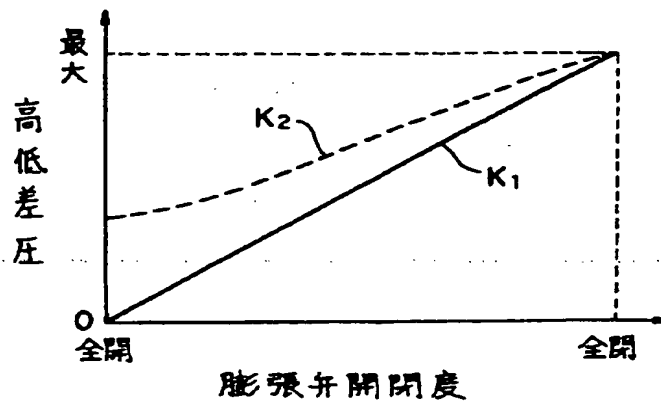
第3図



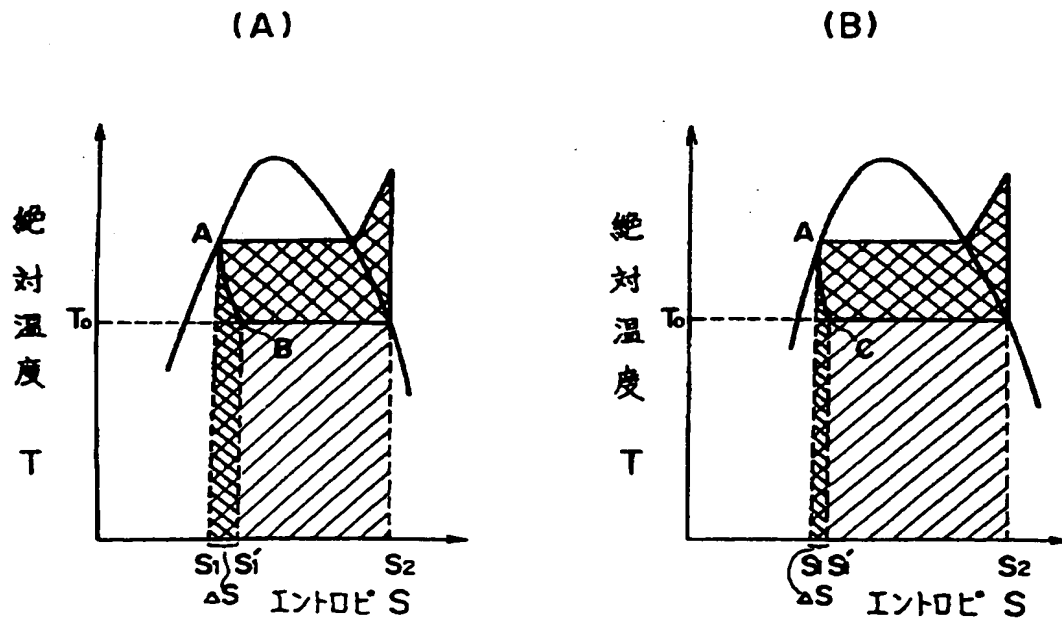
第4図



第5図



第6図



第7図

